

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公表特許公報 (A)

(11) 特許出願公表番号

特表 2003-507610

(P 2003-507610A)

(43) 公表日 平成15年2月25日 (2003. 2. 25)

(51) Int. Cl. 7

識別記号

FI

テマコード (参考)

F 0 1 N 5/02

F 0 1 N 5/02

F

F 0 2 G 5/02

F 0 2 G 5/02

B

審査請求 未請求 予備審査請求 有

(全36頁)

(21) 出願番号 特願2001-510715 (P2001-510715)
 (86) (22) 出願日 平成12年7月6日 (2000. 7. 6)
 (85) 翻訳文提出日 平成14年1月18日 (2002. 1. 18)
 (86) 国際出願番号 PCT/US00/18368
 (87) 国際公開番号 W001/006108
 (87) 国際公開日 平成13年1月25日 (2001. 1. 25)
 (31) 優先権主張番号 09/356, 338
 (32) 優先日 平成11年7月19日 (1999. 7. 19)
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

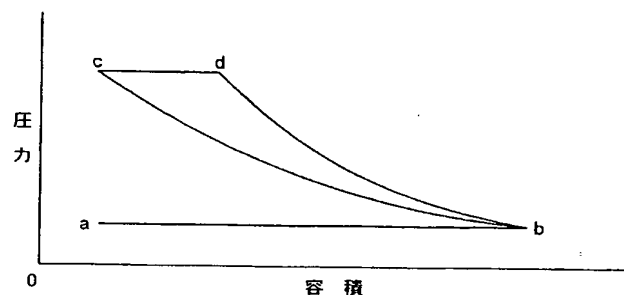
(71) 出願人 ユナイテッド ステイツ エンバイロメン
 タル プロテクション エージェンシー
 アメリカ合衆国 ワシントン ディー シー
 ー 20460 ペンシルバニア アベニュー
 1200
 (72) 発明者 グレイ チャールズ エル ジュニア
 アメリカ合衆国 ミシガン州 48169 ピ
 ンクニー コードリー レイク ロード
 4323
 (74) 代理人 弁理士 川合 誠

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 高効率エアータボミングエンジン

(57) 【要約】

自動車への使用に適したエアータボミングパワーtrainは、内燃機関と、ガス状の作動流体を受け入れ、それを高圧に圧縮するコンプレッサと、コンプレッサを等温運転するためのクーラと、圧縮ガスから仕事を引き出すエキスパンダと、圧縮された作動流体と内燃機関からの排気ガスとの間で間接的な熱交換を行うために、圧縮ガス管路に配設された熱交換器とを含む。エキスパンダは、内部に複数のシリンダを円形に配置し、一端面は開口させられ、該一端面は弁板によってシールされ閉ざされるシリンダ胴を有する。シリンダ胴と弁板は相対回転できるようになっており、コンプレッサからの圧縮ガスによって駆動されて出力軸を駆動する。他のエキスパンダとして、出力軸の両側において軸方向に整列された複数組のシリンダを備えたスコッチヨークピストン原動機がある。スコッチヨークピストン原動機において、各シリンダは、熱ブレーキによって断熱外方部と冷却内方部とに軸方向に分割され、同様に、各ピストンは、熱ブレーキにより冷却内方セクションと断熱外方セクションとに軸方向に分割される。



BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項1】 燃焼排気ガスの供給源と、
ガス状の作動流体を受け入れ、それを高圧に圧縮するコンプレッサと、
等温圧縮に近い圧縮を行うために前記コンプレッサを冷却するクーラと、
複数のシリンダを有するエキスパンダであって、各シリンダは往復動可能に配設され、膨張行程及び排出行程を含む2行程サイクルで動作するピストンを備え、該ピストンは出力軸を駆動するエキスパンダと、

圧縮されたガス状の作動流体をコンプレッサからエキスパンダへ供給するための圧縮ガス管路と、

圧縮されたガス状の作動流体を前記圧縮ガス管路から前記エキスパンダの個々のシリンダへ順次導入し、圧縮されたガス状の作動流体を膨張行程の第1の部分の間に各シリンダへ連続的に導入して一定の圧力を保持するエキスパンダバルブ手段と、

圧縮されたガス状の作動流体と排気ガスとの間で間接的な熱交換を行うために、前記圧縮ガス管路に配設された熱交換器と、

前記供給源からの排気ガスを前記熱交換器を介して供給する排気ガス管路とを有することを特徴とするエアータボミングパワートレイン。

【請求項2】 前記排気ガスの供給源は、自動車用の内燃機関である請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項3】 前記圧縮ガス管路に、前記コンプレッサと前記熱交換器との間に位置させてサージタンクが配設される請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項4】 前記コンプレッサ及び前記エキスパンダのうちの少なくとも1つは曲がり軸ピストン装置である請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項5】 前記エキスパンダはシリンダ胴及び弁板から成り、前記複数のシリンダは前記シリンダ胴内に円形に配設され、該シリンダ胴の一端面は開口させられ、前記シリンダ胴の他端面は閉じられ、前記弁板は、圧縮ガス入口及び排気ガス出口を備え、前記シリンダ胴の前記一端をシールして閉ざすとともに、前記弁板は前記シリンダ胴と前記弁板は相対的に回転するように配設され、相対的な回転によって出力軸を駆動する請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項6】 前記エキスパンダは曲がり軸構造を有し、前記エキスパンダの総排気容量は、シリンダ胴と出力軸との角度変化に伴い変化する請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項7】 前記弁板は、前記シリンダ胴に対してシールされた面に弧状の溝を備え、該弧状の溝は前記排気ガス出口と連通させられ、前記円形配置の円と位置が一致させられる請求項5に記載のパワートレイン。

【請求項8】 前記シリンダ胴は中心軸回りに回転可能であり、前記弁板は固定される請求項5に記載のパワートレイン。

【請求項9】 前記エキスパンダは、出力軸の両側において軸方向に整列された複数組のシリンダ、及び前記シリンダ内に往復動可能に配設され、前記出力軸に駆動的に接続されたピストンを備えたスコッチヨークピストン原動機であり、

各シリンダは、断熱外方部と冷却内方部とに軸方向に分割され、断熱外方部は熱ブレーキによって冷却内方部から分離され、

各ピストンは、断熱外方セクションと冷却内方セクションとに軸方向に分割され、前記冷却内方セクションは、前記シリンダの前記冷却内方部と共にシールを行うオイルリングが外表面に装着され、前記断熱外方セクションは熱ブレーキによって前記冷却内方セクションから熱的に分離される請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項10】 自動車用のパワートレインに使用されるエキスパンダにおいて、

内部に複数のシリンダが円形に配置され、一端面が開口させられ、他端面が閉じられるシリンダ胴と、

該シリンダ胴の前記一端をシールして閉ざすとともに、圧縮ガス入口及び排気ガス出口を備え、前記シリンダ胴と相対的に回転するように設置され、相対的な回転によって出力軸を駆動する弁板とを有することを特徴とするエキスパンダ。

【請求項11】 曲がり軸構造を有し、総排気容量はシリンダ胴と出力軸との角度変化に伴い変化する請求項10に記載のエキスパンダ。

【請求項12】 前記弁板は、前記シリンダ胴をシールする弧状の溝を備え

、該弧状の溝は前記排気ガス出口と連通させられ、前記円形配置の円と位置が一致する請求項10に記載のエキスパンダ。

【請求項13】 前記シリンダ胴は中心軸回りに回転可能であり、前記弁板は固定される請求項10に記載のパワートレイン。

【請求項14】 自動車用のパワートレインに使用されるエキスパンダにおいて、該エキスパンダは、出力軸の両側において軸方向に整列された複数組のシリンダ、及び前記シリンダ内に往復動可能に配設され、前記出力軸に駆動的に接続されたピストンを備えたスコッチヨークピストン原動機であり、

各シリンダは、断熱外方部と冷却内方部とに軸方向に分割され、断熱外方部は熱ブレーキによって冷却内方部から分離され、

各ピストンは、中空外方セクションと冷却内方セクションとに軸方向に分割され、前記冷却内方セクションは、前記シリンダの前記冷却内方部と共にシールを行うオイルリングが外表面に装着され、前記中空外方セクションは熱ブレーキによって前記冷却内方セクションから熱的に分離されることを特徴とするエキスパンダ。

【発明の詳細な説明】**(技術分野)**

本発明は、自動車用の内燃機関、特に、通常、内燃機関の排気中に破棄される熱を高効率で機械的工作に変換し、総合的な燃料利用効率を増加させる熱エネルギーの利用に関する。

【0001】**(背景技術)**

自動車の利用が多くなるのに伴って、大気中の窒素酸化物、二酸化炭素等の温室効果ガスを含む各種の汚染物質が更に増加している。

【0002】

内燃機関においては、一般に、圧縮、点火、膨張及び排気から成る熱力学サイクルが利用され、燃料を燃焼させることによって燃料エネルギーから機械的な仕事を生成するようになっている。膨張は、燃焼によって生成される高圧をピストンに作用させ、放出される燃料エネルギーの一部を機械的な仕事に変換するプロセスである。このプロセスの効率は、本サイクルの熱力学的な効率で決まり、この熱力学的な効率は、燃焼混合気体が移動するピストンに対して仕事を行いながら、膨張によって到達される最終の圧力及び温度で決まる。

【0003】

一般に、膨張行程の最後に到達する圧力及び温度が低いほど、引き出される仕事の量は大きくなる。従来のエンジンの設計においては、燃焼ガスが膨張し、なおピストンに対して仕事を行うことができる容積は有限であるので、膨張はシリンダの固定最大容積によって制限される。このため、周囲の圧力及び温度付近まで膨張することができなくなり、代わりに大量のエネルギーが残存することになり、該残存したエネルギーは通常、排気と一緒に廃棄される。燃焼ガスの最初の膨張による仕事量は、一般に「トッピング」といわれ、一旦（いったん）膨張したガスから仕事を抽出するサイクルを「ボトムングサイクル」という。

【0004】

ボトムングサイクルは、一般に、汽力発電所の複合サイクル運転の一部として用いられる。この技術分野における出願時の技術水準を表すものとして、「ガス

タービン・エアボトミング複合システムの性能分析」(Performance Analysis of Gas Turbine Air-Bottoming Combined System)、エネルギー変換管理(Energy Conversion Management)、vol. 37、no. 4、pp. 399-403、1996、及び「エアボトミングサイクル：ガスタービン廃熱の発電への利用」(Air Bottoming Cycle: Use of Gas Turbine Waste Heat for Power Generation)、ASMEエンジニアリングジャーナル - ガスタービンと電力(ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power)、vol. 118、pp. 359-368、April 1996がある。一次ガスタービン(トッピングサイクル)からの廃熱は、水を加熱して蒸気を発生させるのに使用され、発生させられた蒸気は二次蒸気タービン(ボトミングサイクル)内で膨張させられる。この場合、ボトミングサイクルの作動流体は蒸気であるが、より好ましい物理的又は熱力学的な特性を有する他の流体、例えば、アンモニア・水混合媒体、又はガスを使用することもできる。

【0005】

ところで、水／蒸気、又はその他の再循環媒体を作動流体として使用するボトミングサイクルにおいては、再循環及び浄化のために機械設備を配設する必要がある。例えば、蒸気系プラントは、ボイラ、複雑な蒸気タービン、復水器、無機物の析出及び付着を防ぐための浄化システム、ポンプ等を必要とする。このため、ボトミングサイクルは、実際には公共発電設備、産業プラント等の据付け方式の利用に限られ、自動車等の移動体への利用は行われない。

【0006】

今日、世界における全エネルギー使用量の大部分を自動車による使用が占めているが、据付け型の発電所と自動車用の動力装置との間には違いがある。第一に、自動車は、通常、トッピング段階でタービンを使用せず、したがって、排気ガスの流量は一定になりにくい。第二に、自動車の場合、ボトミングサイクルに用いる機器は低コストで、運転、保守等が比較的に簡単で、重量が軽いものである

必要がある。第三に、自動車におけるボトミングサイクルの作動流体は安全でなくてはならず、大規模な再循環設備を必要としてはならない。

【0007】

据付け型の発電設備において空気を作動流体として使用することが研究されている。米国特許4,751,814「エアーサイクル熱力学変換システム」(Air Cycle Thermodynamic Conversion System)においては、ガスタービントッピングサイクルがエアータービンボトミングサイクルと組み合わされている。この場合、空気は、空気温度をできる限り低く保つ中間冷却多段圧縮システムにおいて圧縮される。タービン排気の熱は対向流型の熱交換器によって圧縮空気に伝達され、加熱された圧縮空気は、タービンを通過しながら膨張し、少なくともコンプレッサを駆動することができる仕事、好ましくは、他の目的にも使用することができる仕事を生成する。このシステムは、作動流体が再循環されても複雑な作動流体(大気)の浄化、処理等を必要とせず、大規模な蒸気取扱機器を不要である。しかし、このシステムには、従来の自動車への利用には適さないタービンによるトッピング装置及びボトミング装置が用いられている。

【0008】

ところで、ピストン(又はシールされた可動面を有する他の手段)を用いたコンプレッサ及びエキスパンダは、圧縮及び膨張の各プロセスについては高効率を発揮するが、同じサイズの(つまり、同様のガス流量で作動する)ガスタービンに比べて一般に大きい摩擦を伴う。しかし、ガスタービン(特に、道路を走る車両において必要とされる一層小さいサイズのもの)のプロセス効率は、タービン翼(可動面)の端部がシールされておらず、該端部付近でガス漏洩が生じるので、所望の効率より低い。

【0009】

また、ガスタービンは非常に高速(しばしば、100,000[rpm]を超える。)で運転され、自動車で使用できる速度(例えば、6,000[rpm]未満)で機械的な動力を提供するのに必要な減速機は高価で効率が悪い。

【0010】

したがって、本発明は、自動車での使用に適したボトミングサイクルを含むパワートレインを提供することを目的とする。

【0011】

本発明は、さらに、ボトミングサイクルにおいて空気を作動流体として使用するパワートレインを提供することを目的とする。

【0012】

本発明は、さらに、圧縮及び膨張を最小の摩擦で行うことができ、正味効率がガスタービンにおいて達成される正味効率よりかなり高く、シールされた可動面を有するコンプレッサ及びエキスパンダ設計を提供することを目的とする。

【0013】

本発明は、さらに、6,000[rpm]より低い速度で効率よく作動するコンプレッサ及びエキスパンダ設計を提供することを目的とする。

【0014】

(発明の開示)

そのために、本発明のエアボトミングパワートレインにおいては、燃焼排気ガスの供給源、例えば、自動車の内燃機関(ICE)と、ガス状の作動流体を受け入れ、それを高圧に圧縮するコンプレッサと、等温圧縮に近い圧縮を行うために前記コンプレッサを冷却するクーラと、複数のシリンダから成り、各シリンダに、往復動可能に配設され、膨張行程及び排出行程を含む2行程サイクルで動作して出力軸を駆動するピストンを備えたエキスパンダと、圧縮されたガス状の作動流体をコンプレッサからエキスパンダに供給するための圧縮ガス管路と、圧縮されたガス状の作動流体を圧縮ガス管路からエキスパンダの各シリンダに順次導入し、圧縮されたガス状の作動流体を膨張行程(ストローク)における第1の部分の間に各シリンダへ連続的に導入して一定の圧力を保持するエキスパンダバルブとを有する。熱交換器は、圧縮されたガス状の作動流体と排気ガスとの間で間接的な熱交換を行うために、圧縮ガス管路に配設され、前記熱交換器を貫通する排気ガス管路を介して排気ガスが供給される。

【0015】

好ましくは、エキスパンダは、内部に円形状に配置された複数のシリンダを備

え、一端面が開口させられ、他方の端面が閉じられたシリンダ胴を備える。弁板は、圧縮ガスの入口及び排気ガスの出口を備え、シリンダ胴の一端をシールして閉ざす。シリンダ胴と弁板とは相対的に回転するように設置され、相対的な回転によって出力軸を駆動する。好ましくは、エキスパンダは、曲がり軸構造を有し、総排気容量は、シリンダ胴と出力軸との角度の変化に伴い変化する。弁板は、シリンダ胴に対してシールする面に弧状の溝を備え、該弧状の溝は、排気ガスの出口と連通させられ、円形状にシリンダが配置される円と位置が一致させられる。

【0016】

エキスパンダの第2の好ましい実施の形態は、出力軸の両側において軸方向に整列させられた複数組のシリンダ、及びシリンダ内において往復動可能に配設され、前記出力軸に、出力軸を駆動することができるように接続されたピストンとを有するスコッチヨークピストン原動機である。各シリンダは、軸方向において断熱外方部と冷却内方部とに分割され、断熱外方部は熱ブレーキによって冷却された内方部から分離され、さらに、各ピストンは、中空の外方セクションと冷却内方セクションとに軸方向に分割され、冷却内方セクションは、シリンダの冷却内方部とでシールを行うオイルリングを外表面に装着し、中空の外方セクションは熱ブレーキにより冷却内方セクションから熱的に分離されている。

【0017】

本発明は、自動車の排気ガスの流れへの使用によく適合する独自の多シリンダのピストンコンプレッサ・エキスパンダに関連したエアーボトムリングサイクルを利用する。

【0018】

図1に、望ましいエアーボトムリング熱力学サイクルの理想的な形態が示される。線abは作動流体のコンプレッサへの取込を表す。線bcは作動流体の等温圧縮を表す。線cdは定圧膨張中の定圧での作動流体による熱の吸収を表す。線dbは、加熱された圧縮ガスが周囲の条件と等しくなるように断熱膨張し、最大の可能な仕事を発生させる様子を表す。線baは次のサイクルが開始する前の膨張空気の排出を表す。

【0019】

本発明は次の五つの異なる相から成るエアートミングサイクルを実施する。

(1) コンプレッサ内の空気等のガス状の作動流体を冷却することによって、比較的等温状態で行われる圧縮によって、場合によっては、サージタンクに圧縮された空気流を保留させて熱交換器への流れの変動を減少させる。(2) 内燃機関の排気から熱を回収する対向流型の熱交換器等の装置を介し、比較的定圧で圧縮された作動流体に熱を追加する。(3) 加熱され、圧縮された作動流体をほぼ定圧で初期的に膨張させる。(4) 部分的に膨張させられた作動流体から、比較的断熱状態における最終膨張で、最大量の仕事を発生させる。(5) 膨張させられた作動流体を、エキスパンダから排出するか、又は内燃機関の吸気口等の適当な転送先に転送する。

【0020】

この場合、冷却されたコンプレッサは、空気等の作動流体を比較的等温で圧縮する。この等温圧縮は、最大限の熱回収を行うために、熱交換器への流入の前に、実施可能な最低の温度で行う必要がある。等温圧縮付近の圧縮は、次の一つ又は複数の方法を用いて行われる。すなわち、水系の冷却材、空気、又はその他の冷却流体を用いて、コンプレッサのチャンバ壁を冷却する方法、流入させられた作動流体の乱れを増加させて熱伝達率及びチャンバ内の混合を増加させる方法、チャンバ壁の荒さを増加させて、境界層の乱れに伴って熱伝達率を増加させ、かつ、熱伝達面積を増加させる方法、及び液体を圧縮中の作動流体に注入し、注入された液体の相変化（蒸発作用）を利用して、圧縮に伴う熱を抽出する方法である。本発明の独自の特徴の一つは、必要に応じて、液体の燃料（圧縮中の空気の冷却を補助するため）が注入される点である。前記燃料は、ボトミングサイクルの最後に排出された空気と混合され、その後、燃焼機関に送られる。そして、該燃焼機関は高温の排気ガスを「燃料の供給」を行うためにボトミングエンジンに供給する。メタノール又はエタノールは、水と簡単に混合させて最適な混合物を作ることができるので、この使用に特に適した燃料である。

【0021】

圧縮された作動流体は、適宜配設されたサージタンクを介して対向流型の熱交

換器に流入させられる。そして、作動流体の温度は上昇させられ、既に圧縮されているガスにエネルギーが付加される。このとき、加熱され、圧縮された作動流体は、熱がガスの圧力を上昇させるのと等しい割合で膨張室に流入させられるので、圧力は比較的一定になり、したがって、初期の定圧膨張相が達成される。吸入弁が閉じられた後、膨張は膨張行程の最後まで継続し、それに伴って、機械的な仕事を発生させる。なお、エキスパンダから排出された周囲の圧力の付近の圧力を有する空気は、大気へ放出することもできるが、内燃機関の吸気口へ供給することもできる。あるいは、エキスパンダからの排出ガスは、サイクル全体の効率を増加させ、内燃機関の給気用インタークーラとして機能する「相変化熱機関」を介して内燃機関の吸気口に（任意のブースト圧力で）供給することができる。また、排気ガスを、別の構成に組み込まれている「相変化熱機関」の熱エネルギー源とすることもできる。前記「相変化熱機関」は、本出願と同日に出願した本発明者の同時係属中の出願に開示されており、その内容を本明細書の一部を構成するものとして援用する。

【0022】

サージタンクを使用することにより、コンプレッサの出口流れの変動を和らげ、コンプレッサのピストン数を減らすことができ、各圧縮行程中における温度の上昇が減少させられる傾向がある。

【0023】

（発明を実施するための最良の形態）

以下、本発明の実施の形態について図面を参照しながら詳細に説明する。

【0024】

図2は、曲がり軸設計による冷却された固定容量型又は可変容量型の多シリンダピストン式のコンプレッサ1、必要に応じて配設されたサージタンク2、対向流型の熱交換器3、及び曲がり軸設計による固定容量型又は可変容量型の多シリンダピストン式のエキスパンダ4から成る本発明の好ましい実施の形態を示す。エキスパンダ4は独自の設計により、サイクルの定圧熱付加段階において一定の圧力が保持される。

【0025】

図2を参照して説明すると、外気又は他のガス状の作動流体は、周囲の圧力及び温度で、又は増圧状態でコンプレッサの吸入口5を介してコンプレッサ1に流入する。増圧によりコンプレッサのサイズを小さくすることができ、エキスパンダについても小さくすることができる可能性がある。「ひと塊り」の圧縮ガスが、各圧縮行程ごとに、コンプレッサの排出ポート6を通してコンプレッサ1から排出され、サージタンク2に流入し、所定のタンク圧力を保持する。また、冷却装置16をコンプレッサ1に作用させることができる。好ましい実施の形態の冷却装置は、各シリンダの周囲の空間、及びヘッドを通して循環する水系冷却液、並びに、圧縮中のガスに液体を注入し、注入された液体の相変化によって、圧縮に伴う熱を抽出するための手段（図示されない）を備える。一方、内燃機関又は同様の装置18からの高温の排気ガスが、熱交換器3の排気ガスの吸入口9を介して熱交換器3に流入させられ、熱交換器3の排出口8から流出する。同時に、熱交換器3の吸入口7から流入し、熱交換器3内を作動流体の排出ポート10に向かう作動流体に、排気ガスに含まれる熱の大部分が与えられる。そして、エキスパンダ4への吸入口13が定期的に関開かれ、エキスパンダ4が膨張行程に入ると、エキスパンダ4の膨張室14の容積が増大する。該膨張室14が拡大するにつれ、作動流体が、容積の拡大している膨張室（シリンダ）14に、吸入口13が閉じられるまで、ほぼ一定の圧力で流入させられる。吸入口13が閉じられると、ガスは膨張室14内で膨張し続け、ピストン15に対して機械的な仕事を行い、出力軸12に伝達する。膨張後、ほぼ周囲の圧力と等しくなった空気は、エキスパンダ4の排出ポート11から排出され、大気に放出される。なお、内燃機関の吸気口に供給されるようにしてもよい。

【0026】

図3、図4A及び図4Bは、曲がり軸構造を有する原動機を用いた本発明のエキスパンダの第1の実施の形態を示す。エキスパンダ4は、多シリンダを組み込んだシリンダ胴401を備える。なお、ここではシリンダは402～409で表す8個である。各シリンダ402～409には、ピストンが装着され、各ピストンによって出力軸が駆動される。可変容量型の構成にするために、出力軸の平面に対するシリンダ胴の角度が傾けられ、エキスパンダ4の原動機の総排気容量を

変えることができるようになっている。シリンダ胴401と出力軸の平面とが平行になったとき、排気容量は最小又は零(0)になる。一方、排気容量は、その角度が増加するにつれ増加し、所定の最大角度で、所定の最大の排気容量になる。

【0027】

吸入ポート410及び排出ポート412は、各サイクルの所定の臨界部においてピストン・膨張室402～409と連通させられ、前記一定の圧力による作動を可能とする。シリンダ胴401が、例えば、矢印のように反時計回りに回転するにつれ、各ピストンも、またTDC(上死点)とBDC(下死点)との間を往復し、吸入ポート410及び排出ポート412が適宜の時間に各ピストンと重なり合う。

【0028】

第1の実施の形態のエキスパンダの動作について、図4A及び図4Bを参照しながら説明する。図において、例えば、ピストン・膨張室402が、1サイクル中のいくつかの臨界ポイントを通過する様子を示す。ここでは、シリンダ胴401は反時計回りに回転し、弁板20は固定されている。位置、すなわち、ポイントaでは、ピストンはTDCに近づいており、排出ポート412を通過したところで、膨張室402はシールされている。このポイントaにおいて、膨張室402には、エキスパンダ4の出口の周囲の圧力及び温度に近い圧力及び温度で、残存する作動流体が閉じ込められている。ポイントbに近づくにつれ、膨張室はその容積が減少し続け、したがって、閉じ込められた作動流体は圧縮される。位置bで、ピストンはTDCに到達し、シールされた膨張室402内の作動流体は最大に圧縮されている。膨張室402はTDCの直前でシールされるので、閉じ込められ、圧縮されたガスの体積、したがって、必要な仕事量及びクランク角は最小になる。位置aと位置bの間のクランク角は、排出ポート412に対するシールが良好に行われるように計算される。TDCにおいては、非行程容積は最小になり、膨張室402を加圧するのに必要な熱交換器から流入するガスの量は最小になる。また、ポイントbでは、吸入ポート410が膨張室402に露出されようとしており、この露出により、加熱され、圧縮された作動流体が膨張室402

に流入する通路が提供される。ポイントbを通過し、BDCに向かって移動すると、膨張室402の容積が増大し始め、作動流体を受け入れて仕事を生成する。ポイントb'は、この段階での典型的な位置を表し、膨張室402の容積を増加させており、吸入ポート410を介して加熱され、圧縮された作動流体が膨張室402を充填すべく流入させられる。なお、このとき、膨張室402の容積は増加するが、吸入ポート410を介して加圧された作動流体が供給されるので、圧力は比較的一定である。加熱され加圧された作動流体は、ポイントcに到達して吸入ポート410が膨張室402から外れるまで、流入させられ続ける。ポイントcからポイントdにかけて、ポイントbとポイントcとの間で流入させられ、加熱され、圧縮された作動流体（及び初期の残留圧縮ガス）の断熱膨張が行われ、断熱仕事が行われる。ポイントdで、ピストンはBDCに到達し、ガスは周囲の圧力付近まで減圧される。そして、前記ポイントにおいて、排出ポート412が膨張室402と重なり、ピストンがTDCに向かって再び上昇し始め、容積が減少し始めるので、廃流体が排出される。ポイントd'及びポイントd''は、排出サイクルの開始及び終了の付近に位置する膨張室402の位置を示す。最終的にピストンがポイントaに到達し、再び膨張室402がシールされて膨張室402内に残留する作動流体の圧縮が開始され、同じサイクルが繰り返される。ポイントaは、エキスパンダ4の機能を変更することなくポイントbまでずらすことができる。8シリンダエキスパンダにおいては、例えば、8個のピストンのすべてが、段階的に連続してこのサイクルを行い、エキスパンダ4の出力軸12に対して円滑に仕事を行う。

【0029】

ところで、図4Aにおいて、角(i)は圧縮相、角(ii)は定圧吸入・膨張相、角(iii)は断熱膨張相、角(iv)は排出相を表す。

【0030】

角(ii)と角(iii)とは合わせて180[°]であり、膨張行程に対応する。角(ii)は、約18[°]から約45[°]の範囲で変化する。すなわち、定圧吸入・膨張相は、通常、膨張行程の全体の10[%]から25[%]である。

【0031】

曲がり軸構造を有するので、エキスパンダ4及びコンプレッサ1はいずれも可変容量にすることができ、エキスパンダ4及びコンプレッサ1の速度を独立して変化させることができるだけでなく、本システムによって質量の流量及び圧力を正確に制御することができ、安定で、かつ、熱力学的に高効率の運転を確保することができる。

【0032】

第1の実施の形態において、(1) 固定シリンダ胴と回転弁板、(2) 固定シリンダ胴と個々のタイミングで作動させられるバルブ、(3) 傾斜面を備え、ピストンが、ピストンの基部に配設された摺(しゅう)動パッドを介して傾斜面に作用したときにトルクを発生させ、出力軸を駆動する斜板又はウォーブル(wobble)について設計を変更することは当業者には明らかである。

【0033】

図5は車両の内燃機関(ICE)18及び駆動輪60が統合されたボトムリングサイクルエンジンを示す。周囲の空気がコンプレッサ1にポート5を介して導入される。エキスパンダ4から延びる軸19はコンプレッサ1を駆動する。圧縮空気はポート6を介してコンプレッサ1から熱交換器3に排出され、加熱され、圧縮された空気が熱交換器3から流出させられ、ポート10を介してエキスパンダ4に流入させられる。エキスパンダ4は、前記加熱され、圧縮された空気を膨張させることによって、コンプレッサ1を駆動するための動力を発生させるとともに、正味動力を発生させる。そして、該正味動力は、エキスパンダ4と連結された歯車62を介してICEと連結された歯車64を駆動し、ICE18から出力された動力と組み合わせられる。なお、膨張した空気はポート11を介してエキスパンダ4から排出される。ICEからの動力とボトムリングサイクルエンジンからの動力とを組み合わせた動力は、ミッション63を介して車輪60に伝達される。

【0034】

図6及び7は、第1の好ましい実施の形態の曲がり軸構造に代えて、案内軸受付きのクランク組又は「スコッチヨーク」クランク機構の設計をコンプレッサ及び／又はエキスパンダとして使用する第2の好ましい実施の形態を示す。こ

の第2の実施の形態は、十分に一定な通過フローを確保するために、膨張室の容積、シリンダ数、弁タイミング等を適宜決定して定圧運転を近似的に達成するようにしている。

【0035】

第2の実施の形態においては、曲がり軸構造に代えて、ピストンに加わる横力を減少させ、ピストンの「コッキング (cocking)」を防ぐ案内軸受を用いたクランクループ又は「スコッチヨーク」設計が、コンプレッサ及びエキスパンダに採用される。この設計は、 180° の角度で対向させて固定し、接続された二つのピストンの組を複数配設し、その組の中心にある軸受を介してクランクシャフト36、45を駆動することによって、ピストンに加わる横力を減少させている。「スコッチヨーク」型のエンジンは、摩擦が非常に少ないことで知られており、追加の案内軸受と組み合わせることによって、その「クランク機構」は本発明のピストンコンプレッサ及び／又はエキスパンダとして好適に用いられる。従来の技術では、横力が多少残っているが、本実施の形態においては、案内ブッシュ又は軸受を用いて横力、及びピストンの「コッキング」を排除し、性能を更に向上させ、摩擦を更に減少させることができる。膨張室の容積、シリンダ数、弁タイミング等を適宜決定することにより、近似的に定圧運転が達成され、十分に一定な通過フローを確保することができる。

【0036】

図6を参照して説明すると、外気又は他のガス状の作動流体が、周囲の圧力及び温度で、又は増圧状態でコンプレッサ30の吸入口25を介してコンプレッサ30に流入する。なお、第1の実施の形態と同じように、増圧によりコンプレッサ30のサイズを小さくすることができ、エキスパンダ40のサイズを小さくすることができる。2行程のサイクルのコンプレッサ30の場合、作動流体は、TDCからBDCへの行程で吸入され、BDCからTDCへの行程で圧縮及び排出される。各種の設計の吸入弁及び排出弁（図示されない）を利用して、コンプレッサ30への作動流体の流入及び流出のタイミングを制御することができる。

【0037】

第2の実施の形態においては、コンプレッサ30及びエキスパンダ40のいず

れも、クランクループ又は「スコッチヨーク」設計のクランク機構31、41を採用している。これらのクランク機構31、41は、図7の端面図に示される。更に詳しい説明は、機関誌記事「コンパクトで運転の滑らかな乗用車用原動機としてのスコッチヨークエンジン」(The Scotch Yoke Engine as a Compact and Smooth Running Motor for Passenger Vehicles)、MTZ Motortechnische Zeitschrift 58(1997)6に掲載されており、本記事の内容を本明細書の一部を構成するものとして援用する。

【0038】

再び図6を参照して説明すると、コンプレッサ30及びエキスパンダ40のいずれも、案内ブッシュ又は軸受32、42を利用してピストンの「コッキング」又は横力から保護されている。また、案内ブッシュ又は軸受32用のオイルサプライ34が示される。オイルは、また、等温圧縮に近づけるために、ポート35を介して、コンプレッサ30のピストン33に送られ、ピストン33を冷却する。

【0039】

各圧縮行程ごとに、「ひと塊り」の圧縮ガスが、コンプレッサ30の排出ポート26を介してコンプレッサ30から排出され、サージタンク21に流入する。等温圧縮に近い圧縮を保持するのを補助するために、冷却装置16をコンプレッサ30に作用させることができる。内燃機関又は同様の装置50からの高温の排気ガスが、熱交換器23の排気ガスの吸入口29を介して熱交換器23に流入され、熱交換器23の排出口28から流出される。同時に、熱交換器23の吸入口27から流入され、熱交換器23内を排出ポート22に向かう作動流体に、排気ガスに含まれる熱の大部分が与えられる。エキスパンダ40への吸入ポート23が定期的に開かれ、エキスパンダ40が膨張行程に入ると、前記膨張室44の容積が増大する。エキスパンダ40の膨張室44が拡大するにつれ、作動流体が容積の拡大している膨張室44に、吸入ポート23が閉じるまではほぼ一定の圧力で流入する。吸入ポート23が閉じた後、ガスはエキスパンダ40の膨張室44内で膨張し続け、ピストン43に対して機械的な仕事を行い、出力軸45に伝達す

る。膨張後、ほぼ周囲の圧力と等しくなったガスは、エキスパンダ40の排出ポート24から排出され、大気へ放出される。なお、内燃機関50の吸気口に供給するようにしてもよい。

【0040】

この場合、効率を最大にするため、エキスパンダ40をできるだけ断熱に近い状態で運転することが特に重要である。そのために、エキスパンダ40の膨張室44は断熱させられる。ところで、ピストン43のリングを、冷却され油潤滑された面上で移動させる必要性があるので、シリンダ47は冷却されている。そこで、該シリンダ47と断熱された膨張室44とを分離させるために、熱ブレーキ46が配設される。また、個々のピストン43は、上部に、高温の膨張室44内を移動させられる高温部48を備え、高温の膨張ガスが、冷却されたシリンダ47内に著しく流入しないようにしている。ピストン43の質量を最小にし、ピストン43の下部の冷却部への伝熱を減らすために、前記高温部48の空洞は最大にされる。最終的には、熱ブレーキ49が高温部48を冷却された下部から分離している。前記高温部48は、好ましくは断熱セラミックで被覆された高温材の金属合金によって形成されるが、全体がセラミックで作られた部品、全体が炭素-炭素で作られた部品、又は低伝熱特性を有するその他の適当な高温材でもよい。

【0041】

熱ブレーキは、断熱セラミック又はその他の従来の断熱材から成るガスケットによって構成される。

【0042】

一つの変形例では、サージタンクが削除され、エキスパンダの速度がコンプレッサの速度の複数倍に固定される。更に他の実施の形態では、サージタンクが配設され、この場合、コンプレッサの速度が変更される。

【0043】

更に他の変形例では、膨張空気を排出するのではなく、再循環させるか、又は内燃機関の吸気口に供給する。この場合、内燃機関に対して増圧となる圧力で膨張空気を供給するようにしてもよい。

【0044】

他のタイプのシールされた可動面をコンプレッサ及びエキスパンダに用いるようにしたその他の変形例は、前記二つの好ましい実施の形態の説明から当業者には明らかであろう。

【0045】

本発明はその精神、又は必須の特徴から逸脱することなく、他の様々な形態で実施することができる。したがって、本実施の形態はあらゆる点において例示であり、限定的なものではなく、本発明の範囲は上記説明ではなく、特許請求の範囲により示され、その結果、特許請求の範囲の趣旨及び均等の範囲に含まれるすべての変更は本発明に包含される。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明において利用される理想的なエアートミング熱力学サイクルを表す図である。

【図2】

本発明に係わるパワートレインの第1の実施の形態の概略図である。

【図3】

図2に示される第1の実施の形態のコンプレッサ及び／又はエキスパンダの好ましい実施の形態の端面図である。

【図4A】

好ましい実施の形態のコンプレッサ及び／又はエキスパンダの概略端面図であり、1サイクル中の異なる動作相を表す図である。

【図4B】

図3及び図4Aに示される実施の形態の側面図である。

【図5】

図2の実施の形態の駆動装置におけるコンプレッサとエキスパンダの駆動シャフトとの接続を示す図である。

【図6】

コンプレッサ及びエキスパンダの好ましい第2の実施の形態を組み込んだ、本発

明に係るパワートレインの第2の実施の形態の概略図である。

【図7】

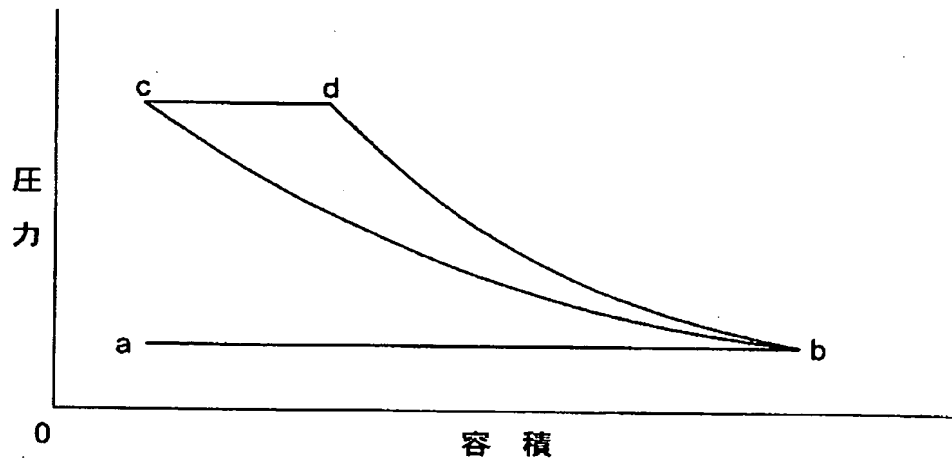
図6に示されるエキスパンダの好ましい実施の形態における一对の対向するピストンの概略図である。

【符号の説明】

- 1、30 コンプレッサ
- 3、23 熱交換器
- 4、40 エキスパンダ
- 12、45 出力軸
- 14、47 シリンダ
- 16 クーラ
- 20 弁板
- 401 シリンダ胴
- 402～409 シリンダ

【図1】

FIG. 1



【図2】

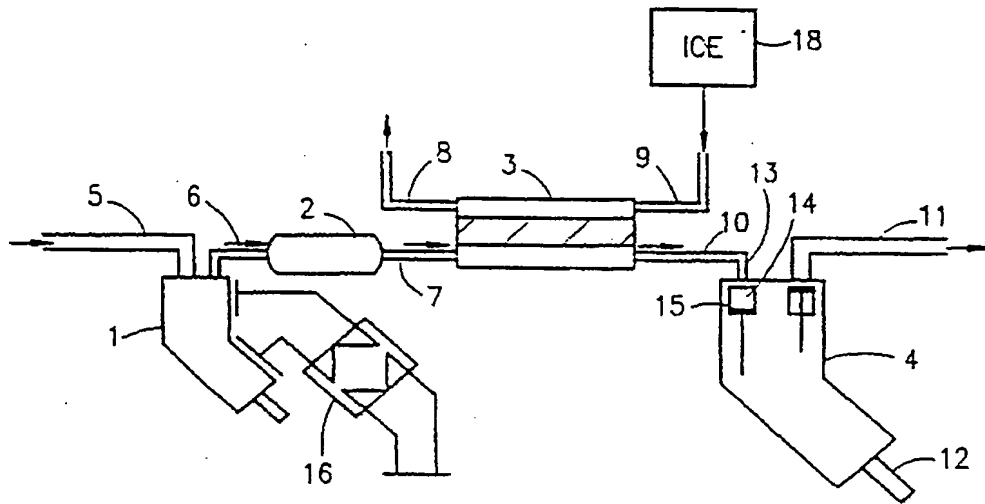


FIG. 2

【図3】

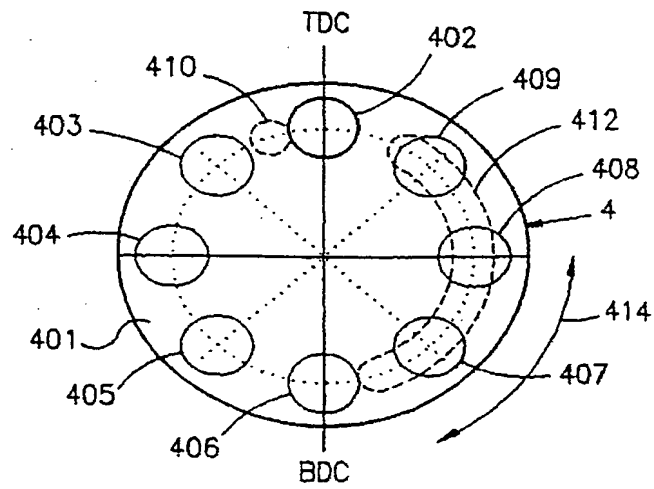


FIG. 3

【図4A】

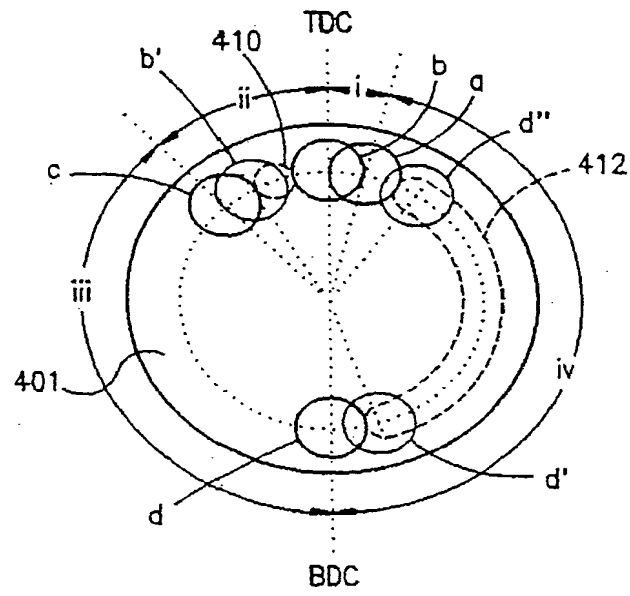


FIG. 4A

【図4B】

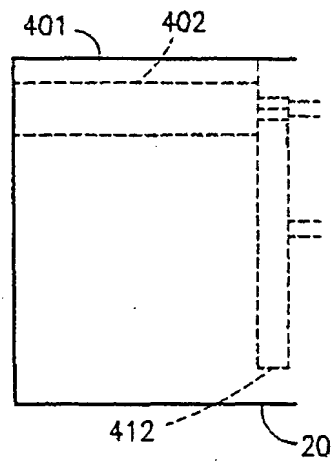
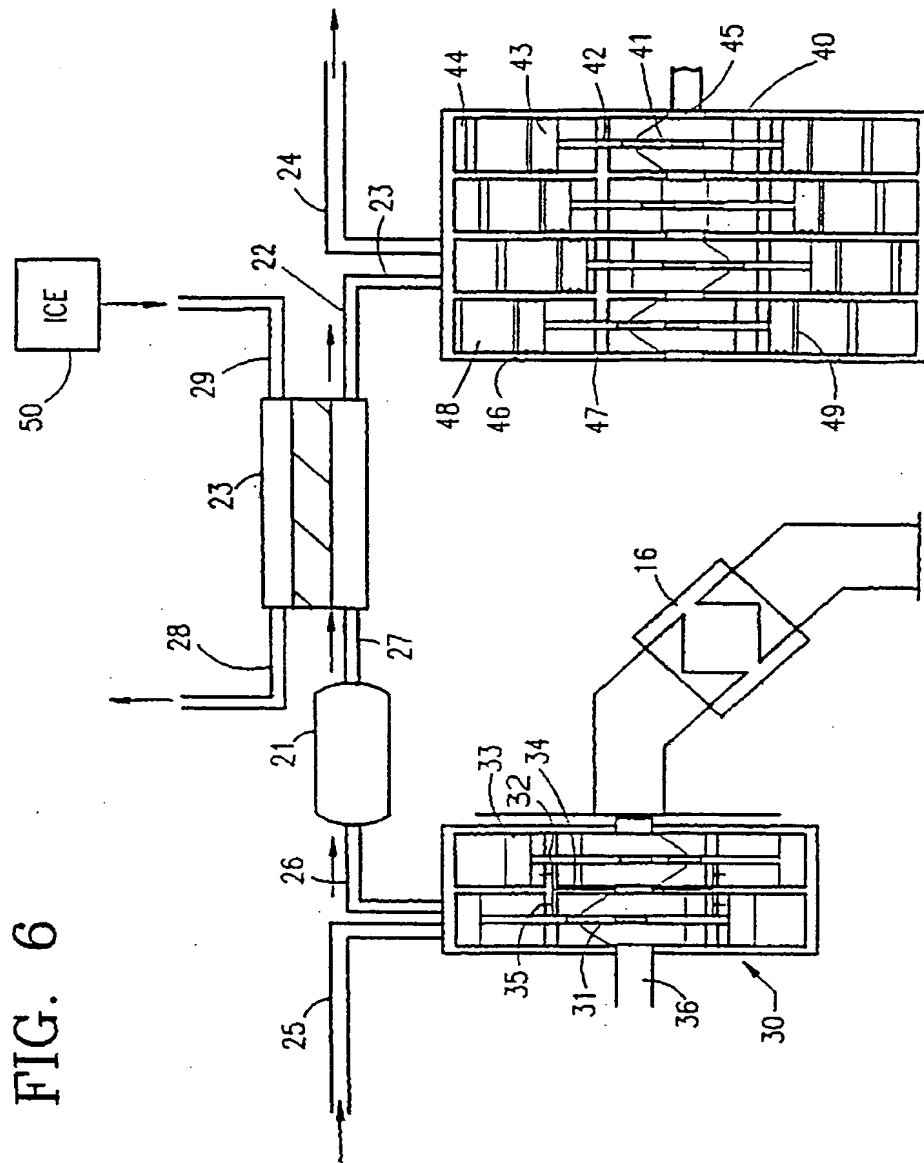


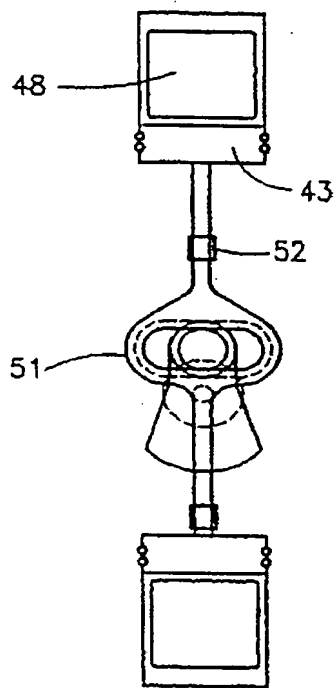
FIG. 4B

【図6】



【図7】

FIG. 7



【手続補正書】特許協力条約第34条補正の翻訳文提出書

【提出日】平成13年5月10日(2001.5.10)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】特許請求の範囲

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】 少なくとも一対の駆動輪を備えた自動車用のエアートミン
グパワートレインにおいて、

出力要素を回転自在に駆動することによって出力を発生させ、燃焼排気ガスを
発生させる内燃機関と、

ガス状の作動流体を受け入れ、それを高圧に圧縮するコンプレッサと、
等温圧縮に近い圧縮を行うために前記コンプレッサを冷却するクーラと、
複数のシリンダを有するエキスパンダであって、各シリンダは往復動可能に配
設され、膨張行程及び排出行程を含む2行程サイクルで動作するピストンを備え
、該ピストンは出力軸を回転自在に駆動することによって出力を発生させるエキ
スパンダと、

圧縮されたガス状の作動流体をコンプレッサからエキスパンダへ供給するた
めの圧縮ガス管路と、

圧縮されたガス状の作動流体を前記圧縮ガス管路から前記エキスパンダの個々
のシリンダへ順次導入し、圧縮されたガス状の作動流体を膨張行程の第1の部分
の間に各シリンダへ連続的に導入して一定の圧力を保持するエキスパンダバルブ
手段と、

圧縮されたガス状の作動流体と排気ガスとの間で間接的な熱交換を行うた
めに、前記圧縮ガス管路に位置する熱交換器と、

前記内燃機関からの排気ガスを前記熱交換器を介して供給する排気ガス管路と
を有するとともに、

前記内燃機関及びエキスパンダの出力を結合し、結合された出力を前記駆動輪

に伝達する手段を備えることを特徴とするエアートミングパワートレイン。

【請求項2】 前記コンプレッサは、前記エキスパンダによって単独で駆動される請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項3】 前記圧縮ガス管路に、前記コンプレッサと前記熱交換器との間に位置させてサージタンクが配設される請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項4】 前記コンプレッサ及び前記エキスパンダのうちの少なくとも1つは曲がり軸ピストン装置である請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項5】 前記エキスパンダはシリンダ胴及び弁板から成り、前記複数のシリンダは前記シリンダ胴内に円形に配設され、該シリンダ胴の一端面は開口させられ、前記シリンダ胴の他端面は閉じられ、前記弁板は、圧縮ガス入口及び排気ガス出口を備え、前記シリンダ胴の前記一端をシールして閉ざすとともに、前記弁板は前記シリンダ胴と前記弁板は相対的に回転するように配設され、相対的な回転によって出力軸を駆動する請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項6】 前記エキスパンダは曲がり軸構造を有し、前記エキスパンダの総排気容量は、シリンダ胴と出力軸との角度変化に伴い変化する請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項7】 前記弁板は、前記シリンダ胴に対してシールされた面に弧状の溝を備え、該弧状の溝は前記排気ガス出口と連通させられ、前記円形配置の円と位置が一致させられる請求項5に記載のパワートレイン。

【請求項8】 前記シリンダ胴は中心軸回りに回転可能であり、前記弁板は固定される請求項5に記載のパワートレイン。

【請求項9】 前記エキスパンダは、出力軸の両側において軸方向に整列された複数組のシリンダ、及び前記シリンダ内に往復動可能に配設され、前記出力軸に駆動的に接続されたピストンを備えたスコッチヨークピストン原動機であり

、
各シリンダは、断熱外方部と冷却内方部とに軸方向に分割され、断熱外方部は熱ブレーキによって冷却内方部から分離され、

各ピストンは、断熱外方セクションと冷却内方セクションとに軸方向に分割され、前記冷却内方セクションは、前記シリンダの前記冷却内方部と共にシールを

行うオイルリングが外表面に装着され、前記断熱外方セクションは熱ブレーキによって前記冷却内方セクションから熱的に分離される請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項10】 自動車用パワートレインに使用される流体機械において、内部に複数のシリンダが第1の円形に配設され、一端面が開口させられ、他端面が閉じられるシリンダ胴と、

該シリンダ胴の前記一端をシールして閉ざす弁板とを有するとともに、

該弁板は、正反対に位置するTDC及びBDCを有する第2の円形の円周の中央に配置された第1のガスポートを備え、該第1のガスポートはTDC及びBDC位置の片側に配設され、その反対に位置するTDC及びBDC位置の第2の側に第2のガスポートが第2の円形の円周の中央に配設され、前記第1のガスポートは、複数のシリンダのうちの一つに拡張された第2の円形の弧より小さい第2の円形の弧に拡張された面積を有し、連続して単独でシリンダと連通させられ、第2のガスポートは、前記複数のシリンダの集合体と同時に連通する第2の円形の弧の中央に拡張して位置し、前記シリンダ胴と前記弁板は相対的に回転するように配設され、相対的な回転によって出力軸を駆動し、前記第1、第2の円形は、共通の軸上の中央に配置され、同じ長さの直径を有することを特徴とするエキスパンダ。

【請求項11】 曲がり軸構造を有し、エキスパンダの総排気容量はシリンダ胴と出力軸との角度変化に伴い変化する請求項10に記載の流体機械。

【請求項12】 前記シリンダ胴は中心軸回りに回転可能であり、前記弁板は固定される請求項10に記載の流体機械。

【請求項13】 自動車用パワートレインに使用されるエキスパンダにおいて、該エキスパンダは、出力軸の両側において軸方向に整列された複数組のシリンダ、及び前記シリンダ内に往復動可能に配設され、前記出力軸に駆動的に接続されたピストンを備えたスコッチヨークピストン原動機であり、

各シリンダは、断熱外方部と冷却内方部とに軸方向に分割され、断熱外方部は熱ブレーキによって冷却内方部から分離され、

各ピストンは、中空外方セクションと冷却内方セクションとに軸方向に分割さ

れ、前記冷却内方セクションは、前記シリンダの前記冷却内方部と共にシールを行うオイルリングが外表面に装着され、前記中空外方セクションは熱ブレーキによって前記冷却内方セクションから熱的に分離されることを特徴とするエキスパンダ。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0017

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0017】

第1の実施の形態において、(1) 固定シリンダ胴と回転弁板、(2) 固定シリンダ胴と個々のタイミングで作動させられるバルブ、(3) 傾斜面を備え、ピストンが、ピストンの基部に配設された摺(しゅう)動パッドを介して傾斜面に作用したときにトルクを発生させ、出力軸を駆動する斜板又はウォーブル(wobble)について設計を変更することは当業者には明らかである。

図5は車両の内燃機関(ICE)18及び駆動輪60が統合されたボトムリングサイクルエンジンを示す。周囲の空気がコンプレッサ1にポート5を介して導入される。エキスパンダ4から延びる軸19はコンプレッサ1を駆動する。圧縮空気はポート6を介してコンプレッサ1から熱交換器3に排出され、加熱され、圧縮された空気が熱交換器3から流出させられ、ポート10を介してエキスパンダ4に流入させられる。エキスパンダ4は、前記加熱され、圧縮された空気を膨張させることによって、コンプレッサ1を駆動するための動力を発生させるとともに、正味動力を発生させる。そして、該正味動力は、エキスパンダ4と連結された歯車62を介してICEと連結された歯車64を駆動し、ICE18から出力された動力と組み合わせられる。なお、膨張した空気はポート11を介してエキスパンダ4から排出される。ICEからの動力とボトムリングサイクルエンジンからの動力とを組み合わせた動力は、トランスミッション63を介して車輪60、65に伝達される。

図6及び7は、第1の好ましい実施の形態の曲がり軸構造に代えて、案内軸受

付きのクランクループ又は「スコッチヨーク」クランク機構の設計をコンプレッサ及び／又はエキスパンダとして使用する第2の好ましい実施の形態を示す。

【手続補正3】

【補正対象書類名】 図面

【補正対象項目名】 図4B

【補正方法】 変更

【補正の内容】

【図4B】

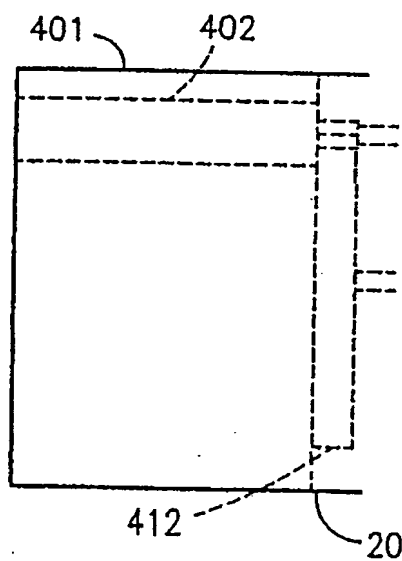


FIG. 4B

【手続補正書】特許協力条約第34条補正の翻訳文提出書

【提出日】平成13年5月18日(2001.5.18)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】特許請求の範囲

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】 少なくとも一对の駆動輪を備えた自動車用のエアボトミングパワートレインにおいて、

出力要素を回転自在に駆動することによって出力を発生させ、燃焼排気ガスを発生させる内燃機関と、

ガス状の作動流体を受け入れ、それを高圧に圧縮するコンプレッサと、

等温圧縮に近い圧縮を行うために前記コンプレッサを冷却するクーラと、

複数のシリンダを有するエキスパンダであって、各シリンダは往復動可能に配設され、膨張行程及び排出行程を含む2行程サイクルで動作するピストンを備え、該ピストンは出力軸を回転自在に駆動することによって出力を発生させるエキスパンダと、

圧縮されたガス状の作動流体をコンプレッサからエキスパンダへ供給するための圧縮ガス管路と、

圧縮されたガス状の作動流体を前記圧縮ガス管路から前記エキスパンダの個々のシリンダへ順次導入し、圧縮されたガス状の作動流体を膨張行程の第1の部分の間に各シリンダへ連続的に導入して一定の圧力を保持するエキスパンダバルブ手段と、

圧縮されたガス状の作動流体と排気ガスとの間で間接的な熱交換を行うために、前記圧縮ガス管路に位置する熱交換器と、

前記内燃機関からの排気ガスを前記熱交換器を介して供給する排気ガス管路とを有するとともに、

前記内燃機関及びエキスパンダの出力を結合し、結合された出力を前記駆動輪

に伝達する手段を備えることを特徴とするエアボトミングパワートレイン。

【請求項2】 前記コンプレッサは、前記エキスパンダによって単独で駆動される請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項3】 前記圧縮ガス管路に、前記コンプレッサと前記熱交換器との間に位置させてサージタンクが配設される請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項4】 前記コンプレッサ及び前記エキスパンダのうちの少なくとも1つは曲がり軸ピストン装置である請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項5】 前記エキスパンダはシリンダ胴及び弁板から成り、前記複数のシリンダは前記シリンダ胴内に円形に配設され、該シリンダ胴の一端面は開口させられ、前記シリンダ胴の他端面は閉じられ、前記弁板は、圧縮ガス入口及び排気ガス出口を備え、前記シリンダ胴の前記一端をシールして閉ざすとともに、前記弁板は前記シリンダ胴と前記弁板は相対的に回転するように配設され、相対的な回転によって出力軸を駆動する請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項6】 前記エキスパンダは曲がり軸構造を有し、前記エキスパンダの総排気容量は、シリンダ胴と出力軸との角度変化に伴い変化する請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項7】 前記弁板は、前記シリンダ胴に対してシールされた面に弧状の溝を備え、該弧状の溝は前記排気ガス出口と連通させられ、前記円形配置の円と位置が一致させられる請求項5に記載のパワートレイン。

【請求項8】 前記シリンダ胴は中心軸回りに回転可能であり、前記弁板は固定される請求項5に記載のパワートレイン。

【請求項9】 前記エキスパンダは、出力軸の両側において軸方向に整列された複数組のシリンダ、及び前記シリンダ内に往復動可能に配設され、前記出力軸に駆動的に接続されたピストンを備えたスコッチヨークピストン原動機であり

各シリンダは、断熱外方部と冷却内方部とに軸方向に分割され、断熱外方部は熱ブレーキによって冷却内方部から分離され、

各ピストンは、断熱外方セクションと冷却内方セクションとに軸方向に分割され、前記冷却内方セクションは、前記シリンダの前記冷却内方部と共にシールを

行うオイルリングが外表面に装着され、前記断熱外方セクションは熱ブレーキによって前記冷却内方セクションから熱的に分離される請求項1に記載のパワートレイン。

【請求項10】 自動車用パワートレインに使用される流体機械において、内部に複数のシリンダが第1の円形に配設され、一端面が開口させられ、他端面が閉じられるシリンダ胴と、

該シリンダ胴の前記一端をシールして閉ざす弁板とを有するとともに、

該弁板は、正反対に位置するTDC及びBDCを有する第2の円形の円周の中央に配置された第1のガスポートを備え、該第1のガスポートはTDC及びBDC位置の片側に配設され、その反対に位置するTDC及びBDC位置の第2の側に第2のガスポートが第2の円形の円周の中央に配設され、前記第1のガスポートは、複数のシリンダのうちの一つに拡張された第2の円形の弧より小さい第2の円形の弧に拡張された面積を有し、連続して単独でシリンダと連通させられ、第2のガスポートは、前記複数のシリンダの集合体と同時に連通する第2の円形の弧の中央に拡張して位置し、前記シリンダ胴と前記弁板は相対的に回転するように配設され、相対的な回転によって出力軸を駆動し、前記第1、第2の円形は、共通の軸上の中央に配置され、同じ長さの直径を有することを特徴とするエキスパンダ。

【請求項11】 曲がり軸構造を有し、流体機械の総排気容量はシリンダ胴と出力軸との角度変化に伴い変化する請求項10に記載の流体機械。

【請求項12】 前記シリンダ胴は中心軸回りに回転可能であり、前記弁板は固定される請求項10に記載の流体機械。

【請求項13】 自動車用パワートレインに使用されるエキスパンダにおいて、該エキスパンダは、出力軸の両側において軸方向に整列された複数組のシリンダ、及び前記シリンダ内に往復動可能に配設され、前記出力軸に駆動的に接続されたピストンを備えたスコッチヨークピストン原動機であり、

各シリンダは、断熱外方部と冷却内方部とに軸方向に分割され、断熱外方部は熱ブレーキによって冷却内方部から分離され、

各ピストンは、中空外方セクションと冷却内方セクションとに軸方向に分割さ

れ、前記冷却内方セクションは、前記シリンダの前記冷却内方部と共にシールを行うオイルリングが外表面に装着され、前記中空外方セクションは熱ブレーキによって前記冷却内方セクションから熱的に分離されることを特徴とするエキスパンダ。

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/US00/18368

| A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER | | |
|---|--|--|
| IPC(7) : F02G 5/02 US CL : 60/616 | | |
| According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC | | |
| B. FIELDS SEARCHED | | |
| Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) | | |
| U.S. : 60/616, 682, 683; 91/505; 92/169.1 | | |
| Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched | | |
| Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used) | | |
| C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT | | |
| Category* | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages | Relevant to claim No. |
| X — Y | US 1,380,795 A (GRAZIANO) 07 June 1921, see the entire document. | 1,2 — 3 |
| Y | US 2,149,504 A (BRUNATTO) 07 March 1939, see the entire document. | 3 |
| X | US 2,699,123 A (BONNETTE ET AL) 11 January 1955, see the entire document. | 10-13 |
| A | US 1,188,506 A (STEARNS) 27 June 1916, see the entire document. | 1-14 |
| A | US 1,306,865 A (STODDARD) 17 June 1919, see the entire document. | 1-14 |
| A | US 2,090,214 A (MANISCALCO) 17 August 1937, see the entire document. | 1-14 |
| <input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex. | | |
| * Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "B" earlier document published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "A" document member of the same patent family | | |
| Date of the actual completion of the international search | | Date of mailing of the international search report |
| 11 AUGUST 2000 | | 03 OCT 2000 |
| Name and mailing address of the ISA/US Commissioner of Patents and Trademarks Box PCT Washington, D.C. 20231 Facsimile No. (703) 305-3230 | | Authorized officer: <i>J. Husley for</i> MICHAEL KOCZO, JR. Telephone No. (703) 308-0861 |

Form PCT/ISA/Z10 (second sheet) (July 1998)*

フロントページの続き

(81)指定国 EP(AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AP(GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), AE, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, CA, CH, CN, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, TZ, UA, UG, UZ, VN, YU, ZA, ZW

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.